

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

УДК 631.312.67

Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом

Вспашка почвы — наиболее энергозатратная технологическая операция в с.-х. производстве. Из общего комплекса операций на долю вспашки приходится около 35 % энергетических затрат. В связи с этим обеспечение сельского хозяйства высокопроизводительными экономичными пахотными агрегатами имеет большое народнохозяйственное значение.

НаТИ совместно с ГСКБ по универсальным пропашным тракторам разработано мобильное энергетическое средство — МЭС [1], в состав которого входят модули: энергетический — ЭМ и транспортно-технологический — ТТМ (рис. 1). В качестве ЭМ используется высоконагруженный пропашной трактор Т-142 класса 2 с двигателем Д-260ТН мощностью 142 кВт.

Основные конструктивные параметры МЭС

Эксплуатационная масса, кг	8280
Продольная база, мм	5300
Колея, мм	1570
Размеры шин колес:	
ЭМ	
передних	16—20"
задних	16,9—38"
TTM	
передних	16,9—30"
Давление шинах колес, МПа:	
ЭМ	
передних	0,11
задних	0,12
TTM	
передних	0,11

При выборе схемы взаимной увязки МЭС с плугом необходимо учитывать направление тяги, которое существенно влияет на тяговое сопротивление плуга и, следовательно, на энергозатраты пахотного агрегата. Направление тяги определяется положением проекций на горизонтальную плоскость двух точек: мгновенного центра вращения (МЦВ) навесного устройства МЭС и так называемого центра сопротивления плуга.

Одно из условий, обеспечивающих прямолинейность движения пахотного агрегата, — соответствие габаритных размеров МЭС ширине захвата плуга. Общепринято, что идеальным будет случай, когда линия тяги находится в плоскости симметрии МЭС, чemu соответствует условие [2]

$$B_t = b_k(n+1) - 2m_6 - b, \quad (1)$$

где B_t — колея МЭС; b_k — конструктивная ширина захвата плуга; n — число корпусов плуга; m_6 — расстояние от стенки борозды до наружной кромки колеса; b — ширина шины колеса.

В случае, если B_t больше расчетной B , плуг присоединяют к МЭС с право-

сторонним смещением e_n точки прицепа, определяемым из выражения

$$e_n = (B_t - B)/2. \quad (2)$$

Такая схема агрегатирования характеризуется тем, что центр сопротивления плуга (т. D' на рис. 2) расположен справа от продольной оси симметрии МЭС, между которой и линией тяги образуется угол α' , приводящий к появлению боковой составляющей T'_y силы тяги T' . В процессе работы силы T'_y является дополнительной нагрузкой на полевые доски, что приводит к росту сил трения последних о стенку борозды и в конечном счете к росту тягового сопротивления плуга.

При симметричном присоединении плуга центр сопротивления (т. D_o) находится в плоскости симметрии МЭС, при этом $\alpha=0$ и, следовательно, тяго-

вое сопротивление плуга минимально. Однако при более строгом подходе это не совсем так, поскольку в процессе работы пахотного агрегата угол α изменяется из-за некоторого тренда координат центра сопротивления плуга и поворота последнего относительно МЭС при отслеживании механизмом траектории борозды от предыдущего прохода агрегата.

Вместе с тем при высокой продольной устойчивости хода пахотного агрегата можно пренебречь воздействием боковой составляющей силы тяги, имеющей знакопеременный характер. При этом нагрузка на полевые доски создается практически только боковыми силами, действующими на корпуса плуга со стороны почвы.

В случае расположения центра сопротивления плуга слева от продольной оси симметрии МЭС (т. D'' на рис. 2) боковая составляющая T''_y силы тяги T'' способствует снижению нагрузки на полевые доски.

Определим характер и степень влияния поперечного смещения плуга (e_n) на изменение сил трения его полевых досок о стенку борозды. Для удобства решения поставленной задачи сосредоточим все силы, действующие на плуг, на одном «эквивалентном» корпусе с центром сопротивления (т. D''), имеющим в системе xOy координаты d и e_n (см. рис. 2).

К внешним силам, действующим на плуг, относятся: ΣP_x , ΣP_y — суммарные силы соответственно продольных и поперечных составляющих сопротивления почвы корпусам плуга; ΣF_{tp} — суммарная сила трения полевых досок о стенку борозды; ΣF_n — суммарная сила сопротивления стенки борозды, воспринимаемая полевыми досками и отклоненная от нормали к поверхности последних на угол трения φ .

Условие равновесного состояния плуга можно записать в виде

$$T''_y e_n - T''_y d = 0.$$

Учитывая, что

$$T''_x = \Sigma P_x + \Sigma F_{tp} + \Sigma F_n \sin \varphi;$$

$$T''_y = \Sigma P_y - \Sigma F_n \cos \varphi;$$

$$\Sigma F_n \cos \varphi = \Sigma F_{tp}/f,$$

и пренебрегая величиной $e_n \cdot \Sigma F_n \sin \varphi$ в силу ее малости, после несложных преобразований получим

$$\Sigma F_{tp} = (d \cdot \Sigma P_y - e_n \cdot \Sigma P_x)/(e_n + d/f), \quad (3)$$

где f — коэффициент трения материала полевой доски о почву.

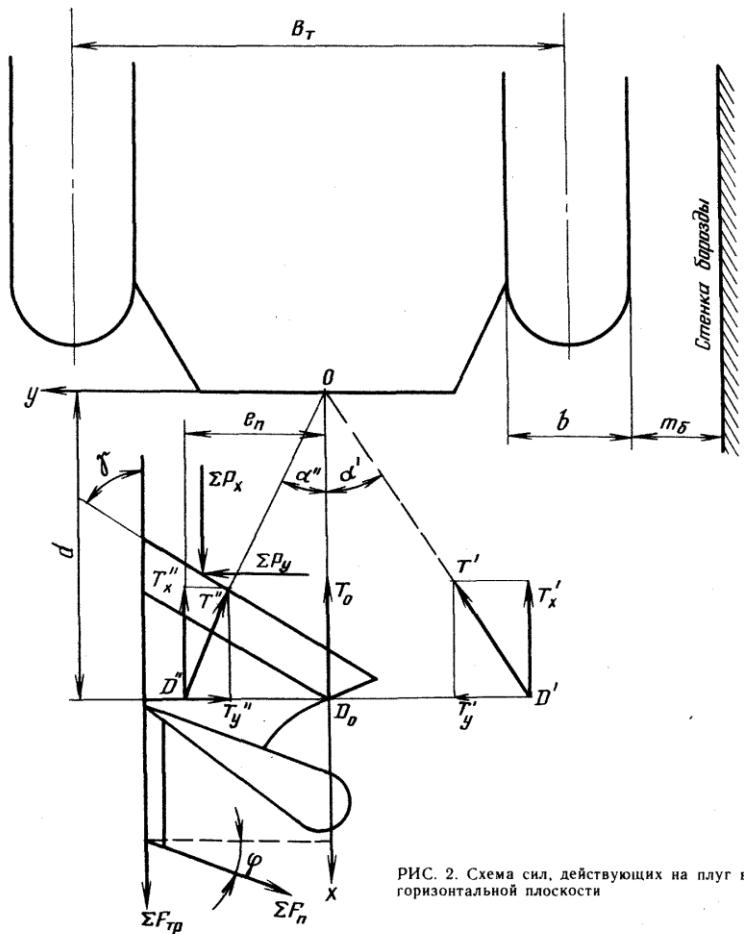


РИС. 2. Схема сил, действующих на плуг в горизонтальной плоскости

Анализ выражения (3) показывает, что с увеличением e_n сила ΣF_{tp} убывает по гиперболической зависимости. Следовательно, поперечное смещение плуга влево способствует снижению его тягового сопротивления.

Вполне очевидно, что для устойчивой работы плуга максимальная величина e_n должна быть такой, чтобы минимальная сила ΣF_{tp} оставалась все же больше нуля. Из выражения (3) следует, что это возможно при выполнении условия

$$d \cdot \Sigma P_y - e_n \cdot \Sigma P_x > 0,$$

откуда

$$e_n < d(\Sigma P_y / \Sigma P_x).$$

Учитывая, что $\Sigma P_y = \Sigma P_x \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi)$, окончательно получим

$$e_n < d \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi), \quad (4)$$

где γ — угол, образуемый лезвием лемеха со стенкой борозды.

При определении величины левостороннего поперечного смещения плуга для каждого конкретного пахотного агрегата значения, полученные из выражений (2) и (4), сравнивают и для практического использования принимают меньшее. В этом случае будет учтено

так соотношение между габаритной шириной МЭС и шириной плуга, так и условие устойчивой работы последнего.

Для проверки полученных теоретических зависимостей в ЮО УНИИМЭСХа проведены лабораторно-полевые исследования пахотного агрегата на взлущенной стерне озимой пшеницы. Установочную глубину вспашки приняли равной 26 см.

Почва характеризовалась следующими физико-механическими свойствами: влажность в слое 0—15 см составляла 6,3—12,5 %, твердость — 0,89—2,96 МПа. МЭС агрегатировалось с полунавесным шестикорпусным плугом ПЛП-6-35

по двухточечной схеме их соединения. Исследования пахотного агрегата проводили при симметричном присоединении плуга к МЭС и со смещением его на 100 мм влево как со всеми полевыми досками, так и с полевой доской только на последнем корпусе.

Анализ экспериментальных данных пахотного агрегата (табл. 1) показывает, что буксование МЭС при симметричном ($e_n=0$) присоединении плуга превышает допустимый для условий эксплуатации уровень в 20 % [3].

Уменьшение буксования МЭС возможно при присоединении плуга с левосторонним смещением и снятии полевых досок с первых пяти корпусов. Так, смещение точки прицепа плуга на 100 мм влево снижает тяговое сопротивление на 5,2 % и расход топлива на 6,3 %. Снятие пяти полевых досок приводит к дальнейшему снижению тягового сопротивления и расхода топлива соответственно на 9,3 и 3,7 %.

По сравнению с симметричным присоединением левостороннее смещение плуга на 100 мм и снятие пяти полевых досок в совокупности позволяют снизить тяговое сопротивление плуга на 14 %, расход топлива — на 9,8, буксование — на 25,4 % при повышении скорости движения пахотного агрегата и, следовательно, производительности на 10,7 %.

Установлено, что работа плуга ПЛП-6-35 с одной полевой доской при его левостороннем смещении практически не влияет на равномерность ширины захвата пахотного агрегата. Например, дисперсия этого показателя составила $17,64 \text{ см}^2$, тогда как при симметричном присоединении плуга со всеми полевыми досками — $10,24 \text{ см}^2$. Оценка существенности различия в степени вариации ширины захвата пахотного агрегата, проведенная при помощи критерия Фишера для 5 %-ного уровня значимости [4], показывает, что нулевая гипотеза о равенстве сравниваемых дисперсий не отвергается.

В результате теоретических и экспериментальных исследований разработаны оптимальные схемы агрегатирования МЭС с плугами (см. рис. 1). При этом учитывалась возможность использования МЭС на колее 1400 мм, поскольку оно предназначено для выполнения не только операций общего назначения, но и пропашных работ [1].

Числовые значения параметров, указанных на рис. 1, представлены в табл. 2.

Для оценки эксплуатационно-технических показателей проведены сравнительные испытания пахотных агрегатов на базе МЭС с шестикорпусным плугом ПЛП-6-35 и трактора Т-150К

Таблица 1

Показатели	Схемы агрегатирования МЭС с плугом ПЛП-6-35		
	$e_n=0$	$e_n=100 \text{ мм}$	$e_n=100 \text{ мм с одной полевой доской}$
Тяговое сопротивление плуга, кН	47,7	45,2	41,0
Расход топлива, кг/ч	28,5	26,7	25,7
Буксование движителей, %	24,8	20,0	18,5
Рабочая скорость, км/ч	6,55	6,95	7,25

Таблица 2

Номер схемы	Колея B_7 , МЭС, мм	Число корпусов плуга	Смещение Δ точки крепления нижних тяг от продольной оси МЭС, мм	Расстояние до стенки борозды, мм	
				$b_{\text{п}} - \text{от точки прицепа плуга}$	$m_6 - \text{от наружной кромки колес МЭС}$
1	1570	5	100	1650	150
2	1570	6	0	1125	125
3	1400	5	0	1050	150
4	1400	6	0	1065	150

Таблица 3

Показатели	Вариант	
	испытуемый	базовый
Условия и режим работы:		
рабочая скорость, км/ч	7,67	8,56
ширина захвата, м	2,10	1,81
глубина обработки, см	25—27	25—27
Объем выполненной работы, га	14,2	17,5
Производительность (га/ч) за 1 ч времени:		
основного	1,61	1,55
сменного	1,31	1,21
эксплуатационного	1,31	1,21
Удельный расход топлива, кг/га	15,6	20,2
Эксплуатационно-технологические коэффициенты:		
рабочих ходов	0,88	0,90
технологического обслуживания	0,99	1,0
использования времени		
сменного	0,81	0,78
эксплуатационного	0,81	0,78

с пятикорпусным ПЛН-5-35. Работа последнего с ПЛП-6-35 оказалась невозможной из-за недостаточных тягово-цепных свойств трактора.

Мощность двигателей у МТА составляла 142 кВт (МЭС) и 122 кВт (Т-150К), а удельный расход топлива соответственно 218 и 260 г/(кВт·ч).

Результаты эксплуатационно-технологических испытаний приведены в табл. 3.

Анализ полученных данных показывает, что по сравнению с базовым вариантом производительность пахотного агрегата на основе МЭС за 1 ч основного времени выше на 3,9%, а за 1 ч сменного времени — на 8,3%. В результате этого, а также за счет установки на МЭС более экономичного двигателя снижение погектарного расхода топлива для испытуемого варианта

составило 22,7 %. Применение пахотного агрегата на основе МЭС в модельном хозяйстве юга УССР позволит получить существенный экономический эффект.

Список литературы

- Исследование модульного энергетехнологического средства / Г. М. Кутьев и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1989, № 12.
- Синеоков Г. Н. Проектирование почвообрабатывающих машин. — М.: Машиностроение, 1965.
- Гуревич А. М., Сорокин Е. М. Тракторы и автомобили. — М.: Колос, 1974.
- Доспехов Б. А. Методика полевого опыта. — М.: Агропромиздат, 1985.

модели и совершенствованию программы расчета защитных кабин.

Предложенный метод расчета соответствует режиму статического нагружения кабины по ГОСТ 12.2.002—81 «ССБТ. Техника сельскохозяйственная. Методика оценки безопасности». Методика расчета основывается на методе конечных элементов. За основу упрогого (линейного) решения выбран алгоритм расчета упругих стержневых конструкций [2]. В отличие от методики [1] предусмотрен учет конечности размеров узловых элементов кабины (мест соединения двух или более стержней конструкции), процесса распространения зон пластических деформаций по элементам конструкции, деформационного упрочнения материала, накопленных усталостных повреждений, а также уточнен ряд допущений. Так, за момент наступления предельного состояния кабины принят не момент превращения несущей конструкции в кинематически изменяемый механизм, что может иметь место в отдельных случаях, а момент нарушения одним из элементов кабины зоны свободного пространства оператора.

Центральное место расчета — составление системы разрешающих уравнений, основанной на подходе, общем для всех разделов механики деформируемого твердого тела, а именно на явном использовании трех типов соотношений теории упругости (уравнений равновесия, совместности деформаций и физических).

Система уравнений замкнута относительно следующих дискретных параметров:

линейных смещений и углов поворота узловых элементов;

линейных смещений и углов поворота торцевых сечений стержней;

деформаций опорных элементов;

усилений в торцевых сечениях стержней;

реакций в опорных элементах.

Для решения систему уравнений удобно привести к виду, замкнутому относительно перемещений центров узловых элементов:

$$\sum_{j=1}^{i-1} [K_{11}^j] \bar{\Delta}^j + \left\{ \sum_{j=1}^{i-1} [K_{12}^j] + \sum_{j=i+1}^{N_2} [K_{11}^j] + [K_{10}] \right\} \bar{\Delta}^i + \sum_{j=i+1}^{N_2} [K_{12}^j] \bar{\Delta}^i + \vec{q} = 0. \quad (1)$$